

文章编号:1006-2467(2019)07-0860-06

DOI: 10.16183/j.cnki.jsjtu.2019.07.013

两相流 CO₂ 喷射器内部流场的数值模型

王雨风¹, 王丹东¹, 胡记超¹, 陈亮¹, 陈江平^{1,2}

(1. 上海交通大学 制冷与低温工程研究所, 上海 200240;

2. 上海市高效冷却系统工程技术中心, 上海 200240)

摘要: 利用计算流体动力学模拟软件 Fluent 建立两相流 CO₂ 喷射器非均相模型, 基于非均相模型对 CO₂ 喷射器的内部流场进行数值模拟, 分析喷射器内部流场的相变、压力和速度变化情况, 通过实验验证了模型精度; 通过改变喷嘴段结构参数, 探究了喷嘴设计对于喷射器性能的影响, 并对喷射器结构进行优化. 结果表明: 喷射器喷射流量以及引射压力的模拟值与实测值的误差分别为 6.5% 和 5.0%, 即所建模型具有较高的精度; 当喷射器喷嘴段出口出现激波现象时, 流体的压力和速度均出现波动, 并且存在明显的边界层; 喷嘴发散段的长度越长, 喷射流量越小, 喷射速度越高; 通过优化喷嘴段结构参数, 可使喷射器的效率提高 10.5%.

关键词: 喷射器; 结构优化; 二氧化碳; 两相流; 流场特性

中图分类号: TB 61

文献标志码: A

A Numerical Model of the Two-Phase CO₂ Ejectors

WANG Yufeng¹, WANG Dandong¹, HU Jichao¹, CHEN Liang¹, CHEN Jiangping^{1,2}

(1. Institute of Refrigeration and Cryogenics, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China;

2. Shanghai High Efficiency Cooling System Research Center, Shanghai 200240, China)

Abstract: A CFD-based numerical analysis of a two-phase R744 ejector using heterogeneous mixture model is presented in this work. The flow patterns inside the ejector, such as the mass transfer rate, change of pressure and velocity alongside the ejector are analyzed. Based on the experimental work, the numerical model is validated. The effect of the ejector's nozzle geometry on the ejector performance is discussed, and an optimization of the nozzle geometry is performed. Based on the experimental data, the numerical model predicts the motive mass flow rate and the suction pressure within an error margin of 6.5%. Shock wave phenomenon can be observed around the nozzle exit. The motive mass flow rate of the ejector decreases and the motive velocity increases with the increasing divergent length. The optimization of the nozzle geometry can increase the ejector efficiency by 10.5%.

Key words: ejector; structure optimization; carbon dioxide; two-phase flow; flow field characteristic

随着温室效应的日益加剧, 减少由制冷剂泄露而造成的温室气体排放已成为一个研究热点. CO₂

具有无毒、不可燃、全球变暖潜能(Global Warming Potential, GWP)值低的特性, 因而被认为是替代氟

收稿日期: 2017-10-27

基金项目: 国家自然科学基金项目(51776119)

作者简介: 王雨风(1995-), 男, 江苏省徐州市人, 硕士生, 主要研究方向为喷射器数值模拟及可视化.

通信作者: 陈江平, 男, 教授, 博士生导师, 电话(Tel.): 021-34206775; E-mail: jpchen_sjtu@163.com.

利昂的首选材料。但是,CO₂ 制冷系统在环境温度较高时的制冷性能系数(Coefficient of Performance, COP)偏低,系统能耗较大。其主要原因在于:CO₂ 为高压制冷剂,与其他制冷剂系统相比,CO₂ 制冷系统的节流损失较大^[1]。为此,在 CO₂ 制冷系统中使用了喷射器,以将喷射流体的动能用于引射流体的升压,从而减少压缩机的负荷^[2],并实现系统能效的提升。Lucas 等^[3]通过试验发现,将制冷系统中的膨胀阀替换为喷射器后,系统的能效提高了 17%;Yazdani 等^[4]对喷射流体质量流量以及喷射器升压进行预测,所得误差为 10%。

计算流体动力学(CFD)模拟软件 Fluent 是研究喷射器内部流场、指导喷射器设计的有效工具,但建立精确的 CFD 模型十分重要。本文在文献^[5]的基础上,根据空化相变及沸腾相变理论建立了两相流 CO₂ 喷射器的非均相模型,选择 $k-\omega$ SST 模型作为其中的湍流模型,以提高模型精度。同时,利用所建 CO₂ 喷射器的数值模型分析 CO₂ 喷射器的内部流场变化特性,并分析其中的物理现象和影响喷射器性能的因素,以期对喷射器的结构设计提供指导。

1 数值模型建立

在利用 Fluent 软件进行两相流 CO₂ 喷射器的数值模拟时,采用非均相模型,综合考虑了两相流体间的速度差以及相变速率。

1.1 支配方程

非均相模型的连续方程、动量方程以及能量方程可依次表达为^[6]

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_m \mathbf{v}_m) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m \mathbf{v}_m) + \nabla \cdot (\rho_m \mathbf{v}_m \mathbf{v}_m^T) = -\nabla p + \nabla [\mu_m (\nabla \cdot \mathbf{v}_m + \nabla \cdot \mathbf{v}_m^T)] + \rho_m \mathbf{g} + \mathbf{F} \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \sum_{i=1}^n (\alpha_i \rho_i E_i) + \nabla \cdot \sum_{i=1}^n [\alpha_i \mathbf{v}_i (\rho_i E_i + p)] = \nabla (\lambda_{\text{eff}} \nabla T) + S_E \quad (3)$$

式中: ρ_m 为混合流体密度; \mathbf{v}_m 为质量平均速度矢量; p 为流体压力; μ_m 为混合流体的平均黏度; \mathbf{g} 为重力加速度; \mathbf{F} 为除压力与剪切力外作用在微元体上的外力; α_i 、 ρ_i 、 E_i 分别为第 i 相流体的体积比和密度及能量; λ_{eff} 为流体热导率与湍流造成的热导率之和; T 为流体温度; S_E 为体积平均热源。对于可压缩流体,第 i 相的能量可表示为

$$E_i = h_i - p/\rho_i + v_i^2/2 \quad (4)$$

式中: h_i 、 v_i 分别为第 i 相的焓值和速度。

模型综合考虑了气-液相间的空化相变以及沸

腾相变。其中,空化相变的模型可简化为^[7]

$$R_e = C_e \frac{\sqrt{k}}{\sigma} \rho_l \rho_v \left(\frac{2}{3} \frac{p_v - p}{\rho_l} \right)^{1/2} (1 - f_v - f_g) \quad (5)$$

$$R_c = C_c \frac{\sqrt{k}}{\sigma} \rho_l \rho_l \left(\frac{2}{3} \frac{p - p_v}{\rho_m} \right)^{1/2} f_v \quad (6)$$

式中: R_e 、 R_c 分别为蒸发以及冷凝的体积变化率,结合密度可计算出空化相变速率; C_e 、 C_c 均为经验常数,当 $C_e = 0.02$, $C_c = 0.01$ 时,模型的精度最高; k 为当地湍流动能; σ 为表面张力系数; ρ_v 、 ρ_l 为气体和液体的密度; p_v 为蒸汽的饱和压力; f_v 为蒸汽的干度; f_g 为相变计算中未考虑的气体干度,通常设定为定值。

由式(5)和(6)可见,空化相变速率与当地湍流动能的平方根成线性关系,同时,还与湍流模型的选取密切相关。

沸腾相变速率可简化为

$$\dot{m}_{\text{boi}} = \frac{\hat{\sigma}}{2 - \hat{\sigma}} \left(\frac{M}{2\pi RT_{\text{sat}}} \right)^{1/2} (p - p_v) \quad (7)$$

式中: M 为气体相对分子质量; R 为普适气体常数; T_{sat} 为本地压力对应的饱和温度; $\hat{\sigma}$ 为调节系数,代表相变过程中通过相变边界层的分子量。 $\hat{\sigma}$ 的取值与流体种类密切相关,对于不同的流体,需使用不同的调节系数。

1.2 网格建立

由于喷射器的结构近似轴对称(如图 1 所示),所以本文采用 2D 网格进行模拟,以减少运算时间。利用 ICEM 软件构建结构化网格(见图 2),并对喷射器内壁面、喉部等物理性能变化较大的区域进行网格加密处理,以获得更高的模型精度。最终经过优化的网格共包含 37 132 个节点。

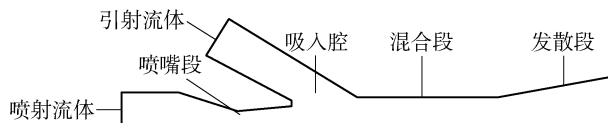


图 1 喷射器结构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of assembly of an ejector

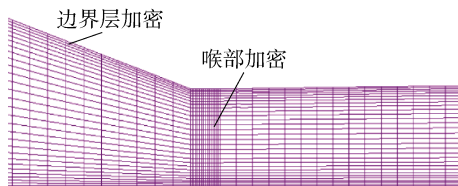


图 2 数值模型的网格

Fig. 2 Mesh of the numerical model

1.3 数值模拟及边界条件设置

在数值模拟中,采用基于压力的分离式求解器,

利用 PISO (Pressure Implicit Split Operator) 算法求解压力耦合方程; 压力使用 PRESTO! 离散方法, 密度、动量和能量使用 2 阶离散方法求解, 以获得更高的精度. 采用 $k-\omega$ SST 湍流模型求解内部流场的流体性能参数.

将喷射器的入口压力 p_{mot} 、入口温度 T_{mot} 、引射口温度 T_s 、引射口流体流量 q_s 以及喷射器出口压

力 p_e 作为数值模拟的边界条件, 以获得更好的模型收敛效果. 通过数值模拟得到喷射器的入口流体流量以及引射口压力, 并采用监视器对其进行监视, 以判断模型是否达到收敛. 表 1 所列为根据 CO_2 喷射器各项性能指标的实测值设置的边界条件. 其中: q_{mot} 为主流体喷射流量; p_s 为引射压力; j 为引射比; n_{exp} 为通过试验获得的喷射器效率.

表 1 试验工况及其结果
Tab. 1 Boundary conditions and test results

工况	边界条件					实测值			
	$p_{\text{mot}}/\text{MPa}$	T_{mot}/K	T_s/K	$q_s/(\text{kg}\cdot\text{s}^{-1})$	p_e/MPa	$q_{\text{mot}}/(\text{kg}\cdot\text{s}^{-1})$	p_s/MPa	j	$n_{\text{exp}}/\%$
1	9.990	313.1	277.0	0.129	3.826	0.251	3.041	0.513 944	33.96
2	9.690	309.5	276.7	0.146	3.774	0.273	3.047	0.534 799	38.67
3	7.424	299.3	273.6	0.169	3.464	0.256	3.046	0.660 156	41.99
4	6.618	294.9	272.1	0.180	3.326	0.259	3.046	0.694 981	38.01

2 喷射器单体试验

2.1 试验装置与方法

图 3 所示为试验装置示意图. 具体方法: 通过在喷射器的入口、引射口以及出口安装压力计、温度计以及流量计, 以获得喷射器 3 个工作点的工况信息; 通过调节室内、外侧的温度以及风量以改变喷射器入口以及引射口的压力和温度; 通过调节蒸发器前的电子膨胀阀以对喷射器引射流量进行控制, 从而调节引射比. 值得注意的是, 压缩机出口需要设置油分离器, 以调节回油, 否则, 系统运行一段时间后润滑油会沉积在蒸发器侧回路, 对压缩机造成影响甚至损坏.

2.2 结果与分析

衡量喷射器性能的重要指标包括引射比 j 、升压比 π 以及喷射器效率 n . 其中, 引射比和升压比可分别表示为

$$j = \frac{q_s}{q_{\text{mot}}}$$
$$\pi = \frac{p_e}{p_s}$$

(8)

喷射器效率综合考虑了喷射器的引射能力及升压能力, 反映了喷射器的整体性能^[8], 其表达式为

$$n = j \frac{h_{s-e,s} - h_s}{h_{\text{mot}} - h_{m-e,s}}$$

(9)

式中: h_s 、 h_{mot} 分别为引射口与喷射器入口的焓值; $h_{s-e,s}$ 、 $h_{m-e,s}$ 分别为引射口与喷射器入口的流体等熵变化到喷射器出口压力时所对应的焓值.

通过控制室外侧温度, 所得不同的喷射器入口压力工况下喷射器的各项性能指标见表 1. 可以看出: 随着喷射器入口压力降低, 喷射器的引射比不断增高, 这是因为随着喷射器入口压力降低, 喷嘴出口压力不断降低, 导致引射口与喷嘴出口的压力差增大, 从而有利于喷射器的引射; 随着喷射器入口压力降低, 喷射器的效率先增后减, 且在 $p_{\text{mot}} = 7.424$ MPa 时喷射器的效率最大. 当喷射器入口压力偏高时, 由于喷射器的升压能力受到喷射器出口背压的限制, 所以引射比影响喷射器的整体效率; 当喷射器入口压力较高时, 引射比偏低, 故喷射器的整体效率偏低; 当喷射器入口压力较低时, 喷射器喷射流体离开喷嘴时的动能降低, 流体动能所引起的升压超过由壁面摩擦力造成的压降, 故喷射器的整体升压减小, 进而使得喷射器的效率降低.

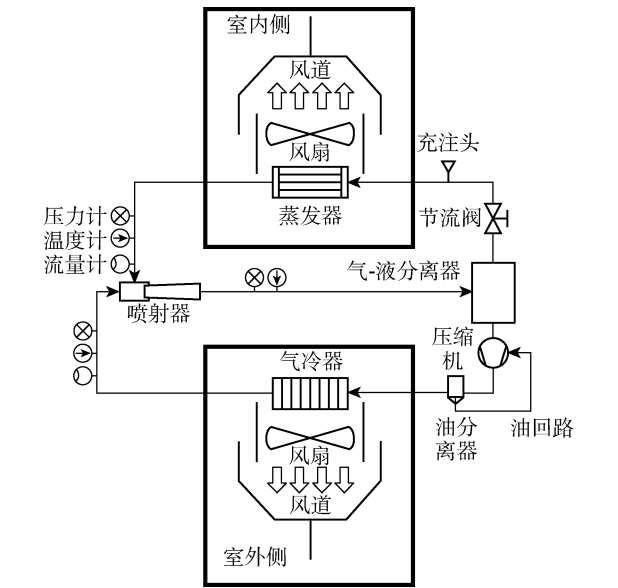


图 3 试验装置示意图
Fig. 3 Schematic diagram of the experimental setup

3 模拟结果与分析

3.1 模拟的结果和精度

将试验工况作为模拟边界条件来对喷射器模型进行求解,所得喷射流量以及引射压力及其与实测值的误差见表 2. 其中: e_q 、 e_p 分别为喷射流量和引射压力与其实测值的误差. 可见, $e_q < 6.5\%$, $e_p < 5.0\%$, 即模型的精度较高,可作为预测喷射器内部流场的模型.

表 2 数值模型的流场计算结果和误差
Tab. 2 Computational results and errors of the numerical model

工况	$q_{\text{mot}}/(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$	p_s/MPa	$e_q/\%$	$e_p/\%$
1	0.243	3.190	-3.19	4.76
2	0.256	3.182	-6.23	4.46
3	0.262	3.089	2.34	1.43
4	0.254	3.112	-1.93	2.18

3.2 喷射器的流场分析

喷射器内部流体从上游到下游的压力 p 以及马赫数 Ma 沿轴线的分布情况如图 4 所示. 可见:在喷嘴段,流体压力不断下降,压降被转化为动能;在吸入腔内, p 与 Ma 均出现波动且呈现出下降的变化趋势,这是激波^[9]与两股流体共同作用的结果;在喷射器混合段,流体压力又开始上升,这是由于两股流体不断混合而使整体动能下降、动能被转化为流体的升压的缘故. 图 5 所示为喷射器混合段的速度

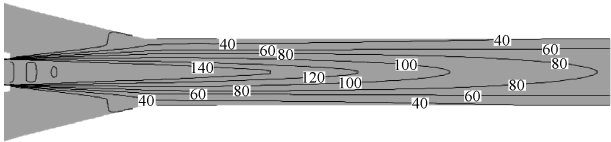


图 5 混合段的速度等值线
Fig. 5 Contour plot of the velocity in mixing chamber

等值线. 可见:进入混合段前,喷射流体与引射流体存在明显的边界层,两者的速度差异明显;随着混合过程的进行,混合段流体的速度梯度变化逐渐趋于平缓,且整体动能下降;在扩压段,流体速度随着横截面积的增加而降低,压力逐渐上升.

图 6 示出了在喷嘴段壁面附近的空化相变速率 \dot{m}_{cav} 以及喷嘴轴线上的沸腾相变速率 \dot{m}_{boi} . 由于空化相变速率与湍流动能密切相关,而湍流动能的平方根与当地气-液相间的相对速度差成线性关系,所以流场中的速度差越大,其空化相变速率越大. 在喷嘴段壁面附近,由于黏性的影响,使得流体的速度梯度较大,故空化相变主要发生在喷嘴壁面附近. 图 7 所示为喷嘴段流体体积比 α 的等值线. 可见:在喷嘴段壁面附近,流体体积比明显低于轴线附近的流体体积比,空化相变生成的气体从壁面向下游传递;而在

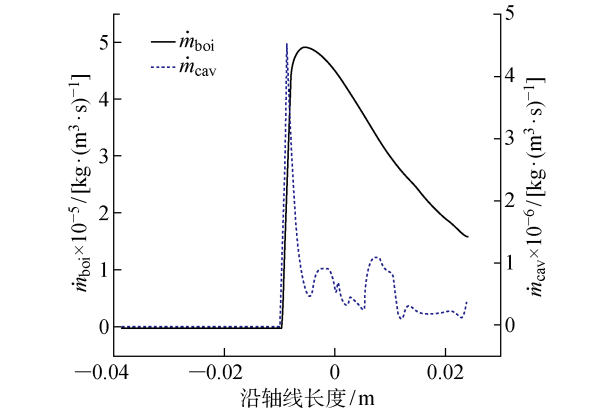


图 6 喷嘴段壁面的空化及沸腾相变速率
Fig. 6 Cavitation and boiling mass transfer rate in nozzle part

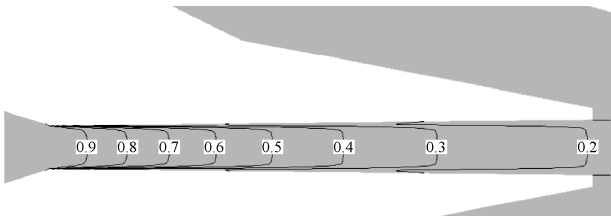


图 7 喷嘴段流体体积比的等值线
Fig. 7 Contour plot of liquid volume fraction in nozzle part

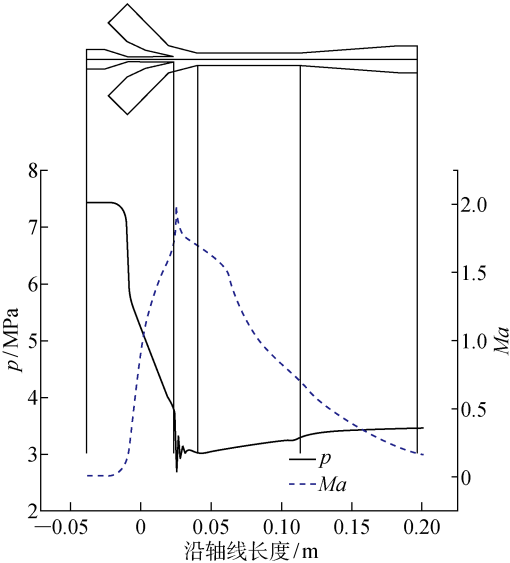


图 4 压力与马赫数沿轴线的分布情况
Fig. 4 Pressure and Mach number distributions along the axis

轴线附近,由于气-液相间的相对速度差较小,空化相变速率偏低,沸腾相变占据主导地位. 沸腾相变主要由气-液相交界面的热传递所驱动. 值得注意的是,空化相变速率与沸腾相变速率均在喉部下游达到最大值,说明在喉部区域,流场的速度梯度以及温度梯度均大于喷嘴段其他区域.

由图 6 还可见,喷嘴段壁面附近的空化相变速率比轴线附近的沸腾相变速率大 1 个数量级,表明喷嘴段的空化相变占主导地位,这也从另一个角度说明湍流模型的选取比均相流与非均相模型的选择更重要,因湍流模型影响空化相变速率的计算,而均相流与非均相模型决定了气-液相交界面的热交换.

图 8 示出了喷嘴出口段马赫数的等值线. 可见:在喷嘴出口附近, Ma 向下游呈波动性变化,轴线附近某些区域与周边区域的 Ma 明显不同. 这是由于产生了激波现象^[10]的缘故. 当 $Ma > 1$ 时,超声速区域和亚声速区域出现明显的边界层,激波在边界层向下游传播,并且呈现出从边界层逐渐剥离的变化趋势,从而产生边界层经历增厚、复原、再增厚的过程,形成近似连续的收敛、发散段喷嘴结构,使得流体发生周期性的膨胀、压缩,故流体向下游运动过程中的物性呈波动性分布.

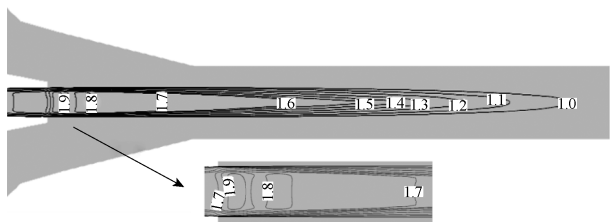


图 8 喷嘴出口段马赫数的等值线

Fig. 8 Contour plot of Mach number in nozzle exit

图 9 所示为吸入腔轴线上的流体压力和马赫数及密度的变化情况. 可见,吸入腔轴线上的流体压力与 Ma 均出现波动性下降,这是由于高速喷射流体与低速引射流体混合的缘故. 另外,当吸入腔内两股流体开始接触时,其速度差最大,由速度差引起的湍流损失最大,造成了不可逆的压降损失,故压力也逐渐下降. 吸入腔轴线上的流体压力与 Ma 分布情况从另一个角度验证了喷射器内流体的激波现象,而流体密度的突变则可通过纹影法观察^[10].

激波区域的终点对应于等横截面积流道中压力升高区域的端点^[11]. 超过此端点,压力将因壁面压降损失而减小. 因此,为了使得 CO_2 在混合段的升压效果最佳,喷射器混合段的尾端应与激波区域的终点相对应. 此外,将混合段由等横截面积流道改

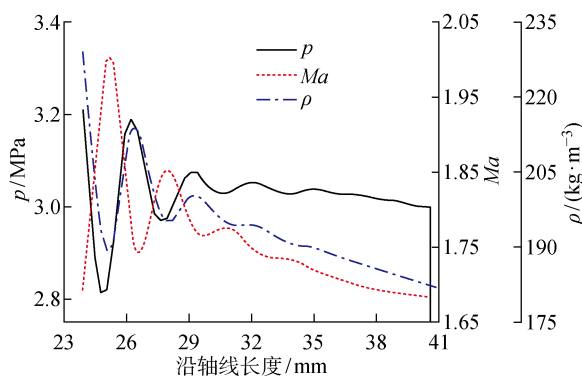


图 9 吸入腔压力和 Mach 数及密度的变化情况

Fig. 9 Pressure, Mach number and density distribution along suction axis

为适度发散型结构(扩散角小于 1°),有助于抑制边界层增厚,从而减小激波现象造成的负面影响.

3.3 喷嘴结构参数优化

喷射器喷嘴段作为喷射器的核心部分,其结构设计对喷射器性能的影响很大,即对喷射器的喷嘴出口压力、喷嘴出口速度、喷嘴出口干度以及喷射流量等产生影响,进而影响喷射器的性能. 因此,本文针对喷嘴段设计参数进一步优化. 其中,对喷射器性能影响最大的参数是喷嘴发散段长度^[12]. 图 10 所示为喷嘴发散段长度对喷嘴喷射流量 q_{mot} 及喷嘴出口气体体积比 φ 的影响. 可见,喷嘴发散段越长,喷射器的喷射流量越低,喷射器出口气体体积比越高. 结合以上有关空化相变的结果可知,喷嘴发散段越长,壁面面积越大,发生空化相变的区域越大,所以喷嘴段出口气体含量升高,因气体密度低于液体密度,故喷嘴段出口流体的平均密度下降,从而造成喷射流量下降.

图 11 所示为喷嘴发散段长度对喷嘴出口速度 $v_{n,e}$ 和发散段压降 Δp 及喷射器效率 η 的影响. 可见,喷嘴发散段长度对 $v_{n,e}$ 及 η 都产生了影响. 由于气体密度低于液体,故气体更容易在喷嘴段被加速. 随着喷嘴发散段长度的增加,出口气体含量升高,使得流体平均速度增大,流体动能增加,而且在混合段,增加的动能可使混合流体获得更好的升压效果. 但是,喷嘴发散段长度的增加对于喷射器性能也有负面影响,具体体现在:① 随着喷嘴发散段长度增加,流体流程增长(如图 11 所示),由摩擦力造成的压力损失增大;② 喷嘴发散段长度的增加,使得喷嘴出口流体速度增加,喷嘴出口流体与引射流体之间的速度差增大,使得在两股流体交界处由湍流造成的不可逆损失增大. 当喷嘴发散段长度低于最优值时,由喷嘴发散段长度增加所带来的增益占主导;

当喷嘴发散段长度超过最优值时,由喷嘴发散长度增加所带来的负面影响超过其增益,此时,继续增加喷嘴发散段长度,对于保持喷射器的整体性能不利.由图 11 还可见,喷嘴发散段长度由原来的 20.2 mm 增加到 32.2 mm 时,喷射器的效率从 34.1% 增至 39.6%,相对提高了 10.5%.

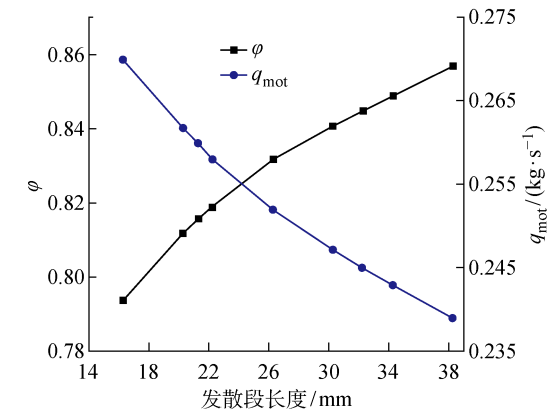


图 10 喷嘴发散段长度对喷射流量及喷嘴出口气体体积比的影响

Fig. 10 Influence of divergent length on q_{mot} and ϕ

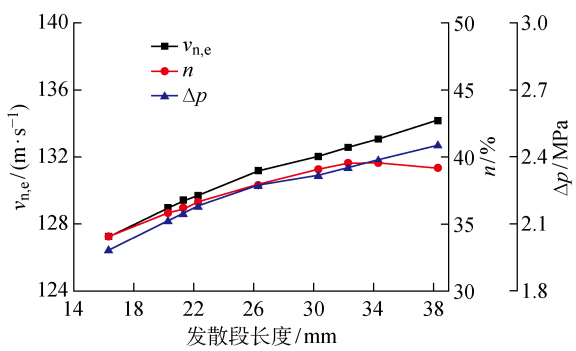


图 11 喷嘴发散段长度对喷嘴出口速度和发散段压降及喷射器效率的影响

Fig. 11 Influence of divergent length's on $v_{n,e}$, Δp and n

4 结论

- (1) 采用非均相模型并优化传质公式可以提高两相流 CO₂ 喷射器模型的精度,其喷射流量和引射压力的模拟值与实测值误差分别为 6.5% 和 5.0%.
- (2) 喷嘴段壁面附近的空化相变占喷射器喷嘴内相变的主导地位;通过设置合理的喷嘴发散段长度,可以充分利用激波现象所引起的升压效果.
- (3) 通过对喷嘴发散段长度的优化,可使喷射器效率提高 10.5%.

参考文献:

[1] TISCHENDORF C. Investigation of an ejector in a R744 refrigeration systems with intermediate pressure evaporator [D]. Braunschweig, Germany: Braunschweig University of Technology, 2014.

[2] LIU F, GROLL E A. Study of ejector efficiencies in refrigeration cycles [J]. **Applied Thermal Engineering**, 2013, 52(2): 360-370.

[3] LUCAS C, KOEHLER J. Experimental investigation of the COP improvement of a refrigeration cycle by use of an ejector[J]. **International Journal of Refrigeration**, 2012, 35(6): 1595-1603.

[4] YAZDANI M, ALAHYARI A A, RADCLIFF T D. Numerical modeling of two-phase supersonic ejectors for work-recovery applications[J]. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 2012, 55 (21/22): 5744-5753.

[5] PALACZ M, SMOLKA J, KUS W, *et al.* CFD-based shape optimisation of a CO₂ two-phase ejector mixing section [J]. **Applied Thermal Engineering**, 2016, 95: 62-69.

[6] ANSYS Inc. ANSYS Fluent theory guide [CP]. Canonsburg, PA: ANSYS Inc, 2011.

[7] SINGHAL A K, ATHAVALE M M, LI H, *et al.* Mathematical basis and validation of the full cavitation model[J]. **Journal of Fluids Engineering**, 2002, 124(3): 617-624.

[8] ELBEL S, HRNJAK P. Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in transcritical R744 system operation [J]. **International Journal of Refrigeration**, 2008, 31 (3): 411-422.

[9] MATSUO K, MIYAZATO Y, KIM H D. Shock train and pseudo-shock phenomena in internal gas flows[J]. **Progress in Aerospace Sciences**, 1999, 35 (1): 33-100.

[10] GNANI F, ZARE-BEHTASH H, KONTIS K. Pseudo-shock waves and their interactions in high-speed intakes [J]. **Progress in Aerospace Sciences**, 2016, 82: 36-56.

[11] LIEELE A B, GARIMELLA S. A critical review linking ejector flow phenomena with component- and system-level performance[J]. **International Journal of Refrigeration**, 2016, 70: 243-268.

[12] KAWAMOTO Y, OGATA G, SHAN Z. Ejector energy-saving technology for mobile air conditioning systems[J]. **SAE Int J Passeng Cars-Mech Syst**, 2017, 10(1): 102-110.